

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-085373

(43)Date of publication of application : 02.04.1996

(51)Int.Cl.

B60K 41/26
B60T 8/58
F16H 61/04
// F16H 59:14
F16H 59:48

(21)Application number : 06-223680

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 19.09.1994

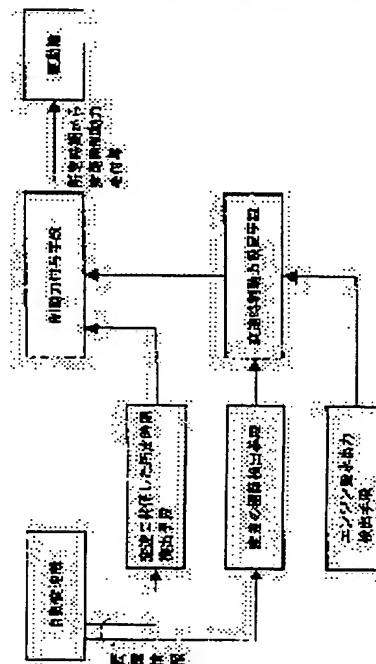
(72)Inventor : NAKAWAKI YASUNORI
OTSUBO HIDEAKI
HOSHIYA KAZUMI

(54) BRAKING CONTROL DEVICE OF VEHICLE HAVING AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To reduce the speed change shock without changing the hydraulic control system of an automatic transmission.

CONSTITUTION: The braking force to be set according to the kind of the speed change and the required output of the engine is provided on driving wheels during the speed change, and the changing mode of the acceleration of a vehicle during the speed change is controlled as desired to reduce the speed change shock. The feedback correction of the braking force on the real time basis depending on the difference of the actual output shaft torque (or the actual acceleration of the vehicle) and the target output shaft torque (or the target acceleration of the vehicle) is further excellent.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 20.08.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 06.08.2002

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2002-17119

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 8 - 8 5 3 7 3

(43) 公開日 平成 8 年 (1996) 4 月 2 日

(51) Int. Cl.⁶

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 6 0 K 41/26

B 6 0 T 8/58

F 1 6 H 61/04

// F 1 6 H 59:14

59:48

審査請求 未請求 請求項の数 5

O L

(全 1 0 頁)

(21) 出願番号 特願平 6 - 223680

(22) 出願日 平成 6 年 (1994) 9 月 19 日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 中脇 康則

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 大坪 秀顕

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 星屋 一美

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

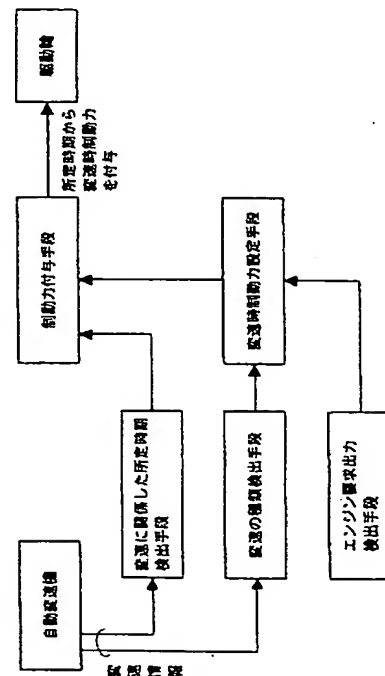
(74) 代理人 弁理士 牧野 剛博 (外 2 名)

(54) 【発明の名称】 自動変速機付車両の制動制御装置

(57) 【要約】

【目的】 自動変速機の油圧制御系を特に変更することなく変速ショックを低減する。

【構成】 変速中に駆動輪に変速の種類及びエンジン要求出力に応じて設定された制動力を付与し、変速時の車両の加速度の変化態様を所望の態様に制御し、変速ショックを低減する。この場合、実出力軸トルク（あるいは車両の実加速度）と目標出力軸トルク（あるいは車両の目標加速度）の差に依存して、制動力をリアルタイムでフィードバック補正すると一層よい。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】自動変速機と、運転者のブレーキ操作とは独立して駆動輪に制動力を付与可能な手段とを備えた自動変速機付車両の制動制御装置において、

自動変速機の変速に関係した所定時期を検出する手段と、

変速の種類を検出する手段と、

エンジン要求出力を検出する手段と、

前記変速の種類及びエンジン要求出力に応じて、変速時の車両の加速度の変化態様を所望の態様に制御し得る変速時制動力を設定する手段と、を備え、

前記駆動輪に、前記所定の時期から、前記変速時制動力を付与することを特徴とする自動変速機付車両の制動制御装置。

【請求項 2】請求項 1 において、

前記変速の種類を検出には、少なくとも当該変速がアップシフトか否かの検出を含み、且つ、更に変速の進行度合の検出手段及び高速段摩擦係合要素の油圧値の検出手段のうち少なくとも 1 つを備え、

アップシフトのときには、前記変速時制動力を、変速の種類、エンジン要求出力のほか、変速の進行度合及び高速段摩擦係合要素の油圧値のうち、少なくとも一方にも依存して設定することを特徴とする自動変速機付車両の制動制御装置。

【請求項 3】請求項 1 又は 2 において、更に、自動変速機の実出力軸トルクを検出する手段と、前記変速の種類及びエンジンの要求出力に応じて目標出力軸トルクを設定する手段と、

実出力軸トルクと、目標出力軸トルクの差に依存して、前記変速時制動力を補正する手段と、を備えたことを特徴とする自動変速機付車両の制動制御装置。

【請求項 4】請求項 1 又は 2 において、更に、車両の実加速度を検出する手段と、前記変速の種類及びエンジン要求出力に応じて目標加速度を設定する手段と、実加速度と目標加速度の差により前記変速時制動力を補正する手段と、を備えたことを特徴とする自動変速機付車両の制動制御装置。

【請求項 5】請求項 4 において、前記目標加速度を、変速の種類、エンジン要求出力に加え、変速開始前の実加速度にも依存して設定することを特徴とする自動変速機付車両の制動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動変速機付車両の制動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】自動変速機の変速時（例えばアップシフ

ト時）の変速ショックは、該自動変速機内の摩擦係合要素（クラッチあるいはブレーキ）に係合することにより、自動変速機の入力側と出力側の回転速度比（ギヤ比）が瞬時に切換えられ、出力軸トルクが変動することによって発生する。

【0003】変速時の出力軸トルクは、摩擦係合要素に係合する際の伝達トルク（の時間変化）に依存して変化する。摩擦係合要素の伝達トルクは、主に該摩擦係合要素に係合させる際の油圧に依存して決定される。従って、係合油圧を低目に調整すれば、該摩擦係合要素での伝達トルクの絶対値、あるいはその変化を小さくできるため、変速ショックも低減できるが、その分係合完了までの時間、即ち変速時間が長くなるため（滑っている時間が長くなるため）、摩擦係合要素の耐久性は低下する。

【0004】逆に、係合油圧を高目に設定すれば、該摩擦係合要素での伝達トルクも大きくなるため変速ショックは大きくなるが、短時間で係合が完了することになることから耐久性は向上する。

【0005】このような点に鑑み、変速時の変速ショックを低減する 1 つの方法として、従来、出力軸トルクの変化態様を直接的に規定している係合油圧を、変速の進行度合に応じて時間的に調圧制御し、例えば（変速時間自体は長くないようにしながら）出力軸トルクの変動に体感上気になるようなピークやディップができるだけ生じないようにするという方法が提案されている。

【0006】この方法は、比較的有效な方法ではあるが、変速の進行度合に応じて係合油圧を応答性良く制御するためのリニアソレノイドバルブ及びその駆動回路、変速の進行度合をチェックするセンサ（タイマでは十分な精度が期待できない）等が必要となり、システムが高価になってしまうという問題がある。

【0007】ところで、一般にアクセルが踏み込まれ、エンジンの発生トルクが高いときは、係合油圧が同一のままだと変速時間が長くなって摩擦係合要素の耐久性が低下するため、この係合油圧はスロトル開度が大きくエンジンの発生トルクが高いときは高目に調圧されるように構成されている。

【0008】そこで、この点に着目した変速ショックを低減するもう 1 つの方法として、例えば特開昭 59-97350 号公報等において、変速中にエンジンの発生トルク自体を低くするようにしたものが提案されている。上述した説明で明らかなように、もし油圧制御装置（において発生される係合油圧）が同一ならば、たとえエンジントルクを低減しても変速時間が短縮されるだけで（耐久性が向上するだけで）変速ショックを低減することはできない。

【0009】しかしながら、エンジントルクが低減されるのを見越して、油圧制御装置（において発生される係合油圧）が予め低目に調圧されるように設計変更すれ

ば、これにより変速ショックを低減することが可能となる。油圧を低目に調圧しても、エンジンの発生トルクが低減されるため、変速時間は短くてすみ、摩擦係合要素の耐久性は確保される。

【0010】しかしながら、変速時にエンジントルクを低減するというこの方法は、当該エンジントルクの低減に見合った油圧制御装置の開発や設計変更が必要であり、又エンジントルクの低減はいつでもできる訳ではないという問題があった。例えば冷間時にエンジントルクを低減しようとするとき失火の虞れがでてくる。又、エンジントルクの低減を遅角制御によって実現している場合には、後燃えが増えることによって排気系の温度が上昇し易くなり、従って該排気系の温度があまり高くなり過ぎると触媒を保護するためにやはりそれ以上の点火遅角ができなくなってしまうこともある。

【0011】このように、エンジントルクの低減が何らかの原因で実行できないような場合に、変速時のエンジントルクの低減をただ単に中止すると、油圧制御装置の方は、前述したように（エンジントルクが低減されることを前提として）予め低い油圧で係合するように設計されているため、係合時間（変速時間）が非常に長くなり、耐久性が著しく損われる。

【0012】従って、現状では、コストや摩擦係合要素の耐久性に関する問題も含めた上で、変速ショックを低減する唯一無二の方法というのは未だ確定されていないというのが実情である。

【0013】なお、特開平 2-200540 号公報においては、何らかの原因で変速時のエンジントルクの低減ができないときには、これによって変速ショックの低減ができなくなるため、代わりに、制動装置を作動させ駆動輪を制動するようにするという技術が提案されている。

【0014】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記特開平 2-200540 号公報に開示された技術は、「エンジントルクを低減するときは、（変速ショックの心配がないため）油圧は「高目」に調圧しておくが、エンジントルクの低減が実行不可能のときは、油圧を「高目にするのを中止する（即ち油圧を低目に調圧する）」と共に、制動装置を作動させる」と言及しており、基本的な技術思想の説明に疑問な内容が散見され、又具体的にどのように制動力を付与する等の開示が全くなかったため、実車に採用する際に有効な技術を提供したと言える内容のものではなかった。

【0015】本発明は、変速ショックを低減するための技術に関する上述したような実情に鑑みてなされたものであって、（エンジンのトルク低減とは関係なく）比較的低コストで変速時のショックを確実に低減することができる自動変速機付車両の制動制御装置を提供することを目的とする。

【0016】

【課題を解決するための手段】請求項 1 に記載の発明は、図 1 にその要旨を示すように、自動変速機と、運転者のブレーキ操作とは独立して駆動輪に制動力を付与可能な手段とを備えた自動変速機付車両の制動制御装置において、自動変速機の変速に関係した所定期間を検出する手段と、変速の種類を検出する手段と、エンジン要求出力を検出する手段と、前記変速の種類及びエンジン要求出力に応じて、変速時の車両の加速度の変化態様を所望の態様に制御し得る変速時制動力を設定する手段と、を備え、前記駆動輪に、前記所定の時期から、前記変速時制動力を付与することにより、上記課題を解決したものである。

【0017】請求項 2 に記載の発明は、前記変速の種類を検出には、少なくとも当該変速がアップシフトか否かの検出を含み、且つ、更に変速の進行度合の検出手段及び高速段摩擦係合要素の油圧値の検出手段のうち少なくとも 1 つを備え、アップシフトのときには、前記変速時制動力を、変速の種類、エンジン要求出力のほか、変速の進行度合及び高速段摩擦係合要素の油圧値のうち、少なくとも一方にも依存して設定することにより、同じく上記課題を解決したものである。

【0018】請求項 3 に記載の発明は、自動変速機の実出力軸トルクを検出する手段と、前記変速の種類及びエンジンの要求出力に応じて目標出力軸トルクを設定する手段と、実出力軸トルクと、目標出力軸トルクの差に依存して、前記変速時制動力を補正する手段と、を備えることにより、同じく上記課題を解決したものである。

【0019】請求項 4 に記載の発明は、車両の実加速度を検出する手段と、前記変速の種類及びエンジン要求出力に応じて目標加速度を設定する手段と、実加速度と目標加速度の差により前記変速時制動力を補正する手段と、を備えることにより、同じく上記課題を解決したものである。

【0020】請求項 5 に記載の発明は、前記目標加速度を、変速の種類、エンジン要求出力に加え、変速開始前の実加速度にも依存して設定することにより、同じく上記課題を解決したものである。

【0021】

【作用】本発明においては、自動変速機が変速過程にあったときに駆動輪に制動力を付与することにより変速ショックを低減することとした。この場合エンジントルクの低減制御とは必ずしも関連付けられる必要はなく、又、この制動力は、車両の加速度変化の態様が所望の態様となるように、変速の種類及びエンジン要求出力に応じて設定される。

【0022】ここで、変速の種類とは、アップシフトかダウンシフトかの区別、アクセルが踏み込まれた状態での変速か解放された状態での変速かの区別、あるいは第何速段から第何速段への変速か等の区別等を指す。

【0023】又、エンジン要求出力は、運転者がエンジンに対して要求する発生トルクを指し、具体的には、アクセルペダルの開度、スロットル開度、エンジンの吸入空気量、吸気管負圧、燃料噴射量、あるいはこれらとエンジン回転速度との関係等から求めることができる。

【0024】なお、「車両の加速度が所望の態様となるようにする」ということは「自動変速機の特定のメンバの回転加速度が所望の態様となるようにする」ということと同義に考えてよい。又、自動変速機の「出力軸トルクが所望の態様となるようにする」ということとも、この場合は同義と考えてよい。車両の加速度、自動変速機の特定のメンバの回転加速度、及び自動変速機の出力軸トルクはいずれも同様な変化特性を示すためである。

【0025】本発明の場合、油圧制御装置において発生する係合油圧自体は基本的には全く変更しない。即ち、本発明は、あくまで基本的には自動変速機内の油圧制御装置を全く変更することなく変速ショックを低減することを意図したものである。

【0026】尤も、本発明は、(エンジントルクを低減させる制御機構を全く有していない車両においても適用可能であるが)既に公知となっている変速時のエンジントルクの低減技術を併用することを妨げるものではない。但し、この場合、エンジントルクが低減される時には摩擦係合要素の係合油圧は「低目」に調圧され、何らかの原因でエンジントルクの低減がなされないときにはこの「低目」に調圧する制御が中止され、通常通りの係合油圧に調圧される。この傾向は、前述した特開平2-200540号公報で開示された技術とは全く逆の方向となる。

【0027】なお、アップシフトのときには、前記変速時制動力を、変速の種類、エンジン要求出力のほか、変速の進行度合、あるいは高速段摩擦係合要素の油圧値にも依存して設定するようにすると、該高速段摩擦係合要素の係合付近での車両駆動力(出力軸トルク)の増加を確実に防止でき、より滑らかな変速を達成することができる。

【0028】又、自動変速機の実出力軸トルクを検出すると共に、変速の種類及びエンジンの要求出力に応じて目標出力軸トルクを設定し、この差に応じて制動力を補正するようにすると、エンジントルクや自動変速機の効率、ブレーキパッドとブレーキディスク間の摩擦係数等の製品のばらつき等の如何に拘らず変速ショックを確実に低減できるようになる。

【0029】なお、実出力軸トルクと目標出力トルクとの差に依存して変速時制動力を補正する代わりに、車両の実加速度を検出すると共に、変速の種類及びエンジンの要求出力に応じて目標加速度を設定し、この実加速度と目標加速度との差により変速時制動力を補正するようにしても同様の作用が得られる。

【0030】この場合目標加速度を、変速の種類、エン

ジン要求出力に加え、変速開始前の実加速度にも依存して設定するようにすると、路面勾配の影響を効果的に排除ことができるようになる。

【0031】

【実施例】以下図面に基づいて本発明の実施例を詳細に説明する。

【0032】図2において、符号10がブレーキペダル、12がブースタ、14がマスターシリンダ、16がリザーバ、18がトラクションコントロール用のポンプ(TRCポンプ)、20がマスターシリンダカットソレノイドバルブ、22がリザーバカットソレノイドバルブ、24、26がアンチロックブレーキシステム用のポンプ(ABSポンプ)、28、30、32、34が3位置ソレノイドバルブ、36がフロントホイールシリンダ、38がリアホイールシリンダである。

【0033】この車両は後輪駆動車であるため、本発明に係る変速時制動力の付与は後輪にのみ作用している前記トラクションコントロール用のポンプ(TRCポンプ)18を用いた経路によって実現される。このTRCポンプ18は、トラクションコントロールコンピュータ(TRC ECU)80からの指令によって駆動される図示せぬ電動ポンプにより駆動される。通常はオフとされ、オンとされた時にリザーバ16からオイルを汲み上げリアホイールシリンダ38側の油路72側に吐出する。

【0034】前記マスターシリンダカットソレノイドバルブ20は、リアホイールシリンダ油路71を、TRCポンプ吐出油路72又はブレーキペダルの踏み力に応じた油圧が発生されるマスターシリンダ油路73のいずれかに選択的に連結(切換える)バルブである。オフにてリアホイールシリンダ油路71とマスターシリンダ油路73とが連通され(図2の位置)、オンにてリアホイールシリンダ油路71とTRCポンプ吐出油路72とが連通するように設定されている。

【0035】前記リザーバカットソレノイドバルブ22は、リアホイールシリンダ38側の油路74とリザーバ16との連通・非連通を切り換えるバルブで、オフにて非連通(図2の位置)、オンにて連通されるバルブである。

【0036】前記3位置ソレノイドバルブ28、30、32、34のうち、符号32、34で示された3位置ソレノイドバルブが本発明の実施に係る後輪制動用の3位置ソレノイドバルブに相当している。

【0037】即ち、この3位置ソレノイドバルブ32、34は、①リアホイールシリンダ38側の油路75、76とマスターシリンダカットソレノイドバルブ20側の油路71とを連通することによるブレーキ油圧の増圧、②リアホイールシリンダ38側の油路75、76とリザーバカットソレノイドバルブ22側の油路74とを連通させることによるブレーキ油圧の減少、③いずれとも非

連通にすることによるブレーキ油圧の保持、の3位置を切り換えるバルブである。この3位置ソレノイドバルブ32、34は、後述する付与すべき変速時制動力に応じたパターン出力（増圧 $t1(ms)$ 、減圧 $t2(ms)$ ）にて駆動され、その結果、リヤホイールシリンダ38のブレーキ油圧が該パターン出力の履歴（積分）にて決定される。なお、オフにて増圧位置とされる。

【0038】この任意の制動力を付与することのできる制動制御回路Sの基本的なハード構成自体は既に公知のものであるため、ここではこの程度の説明に止どめる。なお、図2の符号40はプロポーションバルブ、42、44、46、48、50、52、54、56、58、60、62はチェック弁、64、66はリザーバである。

【0039】図3に示されるように、自動変速機コントロールコンピュータ（ECT ECU）82には、エンジン回転数センサ90からのエンジン回転数信号、運転者のシフトレバーの操作位置センサ91からのレンジ位置信号、フットブレーキスイッチ92からのフットブレーキ信号、スロットルセンサ93からのスロットル開度信号、出力軸回転数センサ94からの出力軸回転数（車速）信号等が入力されており、又、トラクションコントロールコンピュータ（TRC ECU）80には、駆動輪の車輪速度センサ97からの信号がそれぞれ入力されている。

【0040】なお、自動変速機コントロールコンピュータ（ECT ECU）82は、スロットル開度及び車速に依存して適切な変速段を判断しているため、当然に変速の種類を自判することができる。又、この自動変速機コントロールコンピュータ82は後述する方法により、出力軸回転数の情報から車両の加速度を演算によって求めている。

【0041】次に、図4に示す制御フローに基づいてこの実施例の作用を説明する。

【0042】まず、この制御フローにおいて用いられているフラグF1～F4の意味から説明する。

【0043】フラグF1は、他の変速段へのソレノイド出力（変速指令）が検出されたときに1とされるフラグである。即ち本発明に係る変速時制動力を付与する制御に入ったときに1、抜けたときに0とされるフラグである。

【0044】フラグF2は、当該変速がアップシフトであったときに1、ダウンシフトであったときには0とされるフラグである。

【0045】フラグF3は、当該変速がパワーオン（アクセルが踏み込まれた状態）で実行される変速であったときに1、パワーオフ（アクセルが解放された状態）で実行される変速であったときに0とされるフラグである。

【0046】フラグF4は、パワーオンダウンシフトが

実行される際、制動力を付与するタイマがカウント中であるときに1、そうでないときに0とされるフラグである。

【0047】以下制御フローを具体的に説明していく。

【0048】ステップ102では、フラグF1が1であるか否か、即ち本変速時制動制御が既に実行中であるか否かが判断される。多くの場合は非実行中であるため、ステップ104に流れ、ここで他の変速段へのソレノイド出力、即ち新たな変速指令が出されたか否かが判断される。変速指令が検出されないときは、ステップ106に進んでフラグF1が0とされ、更にステップ122でフラグF4が0とされた後ステップ124にブレーキオフ（非制動）の要求が出されリターンされる。

【0049】やがて自動変速機において何等かの変速指令が出されると、ステップ104でYESの判断がなされ、ステップ108に進んでフラグF1が1にセットされる。次いでステップ110で当該変速がアップシフトであるか否かが判定され、アップシフトであったときにはステップ112でフラグF2が1にセットされる。

又、ダウンシフトであったときにはステップ114に進んでフラグF2が0にセットされる。

【0050】ステップ116では、当該変速がパワーオンの状態で行われた変速であるか否かが判断される。パワーオンの状態で実行される変速であったときにはステップ118でフラグF3が1にセットされる。パワーオフの状態で実行される変速であったときにはステップ120でフラグF3が0にセットされる。

【0051】変速指令が検出された最初のフローでは、このように当該変速がどのような変速であるかが確認された後は、ステップ122でフラグF4が0にセットされた後、ステップ124でブレーキオフの要求がなされ、取り敢えずリターンされる。

【0052】しかしながら、次にこのフローがスタートされたときにはフラグF1が1にセットされているため、ステップ102でYESの判断が出され、ステップ130側へと進む。ステップ130、132、134では、変速の種類に応じたフローの振り分けが実行される。

【0053】その結果、当該変速がパワーオンアップシフトであったときには、ステップ136に進み、エンジン回転速度 N_e が自動変速機の出力軸回転速度 N_o に低速段（変速前の変速段）側のギヤ比 i_L を乗じた値から所定値 N_1 を引いた値よりも小さくなったか否かを判定することにより、実質的な変速が開始したか否か（イナーシャ相が開始したか否か）が判定される。イナーシャ相が開始されるまではステップ152に進んでその時の実加速度が変速前の実加速度 G_1 として定義された上でステップ122、124を経てリターンされる。

【0054】やがてイナーシャ相が開始されたと判断されると、ステップ138に進んでエンジン回転速度 N_e

が出力軸回転速度 N_o に高速段(変速後の変速段)側のギヤ比 i_H を乗じた値から定数 N_2 を引いた値よりも大きくなったか否かが判定される。当初は、未だ大きくなったとは判定されないため、ステップ140に進み、スロットル開度 T_A による要求ブレーキトルクの初期値 T_{bo} と、変速前実加速度 G_1 及び変速進行度合いによる目標加速度 G_2 のマップ検索が行われ、ステップ142で目標加速度 G_2 と実加速度 G_3 の差によるブレーキトルクの補正が、式 $T_b = K(\text{目標加速度 } G_2 - \text{実加速度 } G_3) + T_{bo}$ に基づいてリアルタイムで行われ、この演算結果に基づいてステップ144でブレーキオン(制動力付与)の要求が出される。

【0055】この場合、目標加速度は図5の破線で示されるような特性となるようにリアルタイムで定められる。

$$SPDN(P) = (n / TGSP2SN(P) \cdot np) \times (2\pi r / i_{diff})$$

…(1)

【0059】ここで、 np は出力軸1回転当りのセンサ94の検出パルス数、 i_{diff} は、デファレンシャルにおけるギヤ比、 r はタイヤ動荷重半径である。

【0060】車両の加速度 G は、時間 $TGSP2D$ 間の車速の変化として近似して求めることができる。即ち、 $G = (SPDN - SPDP) / TGSP2SN$ として求めることができる。

【0061】一方、変速の種類がパワーオフアップシフトであったときは、ステップ134からステップ150へと進んで来る。ここでは、まずエンジン回転速度 N_e が出力軸回転速度 N_o に低速段(変速前の変速段)側のギヤ比率 i_L を乗じた値から所定値 N_1 を引いた値よりも小さくなった否かを判断することによって実質的な変速の開始(イナーシャ相の開始)が判定される。イナーシャ相が未だ開始されないうちは、ステップ152に進んでその時の実加速度が変速前の実加速度 G_1 として定義された上でステップ122、124を経てリターンされる。やがて、イナーシャ相が開始されたと判断されると、ステップ154に進んで変速前の実加速度 G_1 が負であるか否かが判断される。もしこれが零又は正であったときは、パワーオフで且つ実加速度が正であることから、降坂路を走行中であると判定できるため、ステップ106、122、124を経てリターンされ、変速時の制動力制御は特に実行されない。それは、アクセル全開で降坂路を加速走行中の場合は、パワーオフアップシフトが実行されてもほとんど変速ショックが発生しないためである。

【0062】これに対し、変速前の実加速度 G_1 が負であると判定された時は、ステップ156に進んでエンジン回転速度 N_e が出力軸回転速度 N_o に高速段(変速後の変速段)側のギヤ比 i_H より定数 N_2 だけ引いた値よりも大きくなったか否かを判定することにより、変速の終了付近が検出される。未だ変速の終了付近に達しないと

*【0056】なお、この実施例では、車両の実加速度 G の検出を出力軸回転数センサ(車速センサ)94の信号から演算によって行うようにしている。加速度の演算は、距離一定での演算方法と時間一定での演算方法とがあり、共にそれ自体は公知の演算方法であるため、ここでは距離一定での演算方法について簡単に説明するに止める。

【0057】図6に示されるように、まず、出力軸回転数センサ94の入力パルス周期(時間) $TGSP2D$ の最新 n パルス分の総和 $TGSP2SN$ 、 n パルス前の n パルス分の総和 $TGSP2SP$ を求める。次いで、最新 n パルス分の総和 $TGSP2SN$ と n パルス前の n パルス分の総和 $TGSP2SP$ より車速 $SPDN$ 、 $SPDP$ をそれぞれ(1)式に基づいて求める。

*【0058】

判定されたときは、ステップ158に進んで要求ブレーキトルクの初期値 T_b' と変速前の実加速度 G_1 による目標加速度 G_4 のマップが検索がなされる。又、ステップ160では、目標加速度 G_4 と実加速度 G_3 との差によるブレーキトルクの補正が式 $T_b = K(\text{目標加速度 } G_4 - \text{実加速度 } G_3) + T_b'$ に基づいてリアルタイムで行なわれ、ステップ144で当該演算結果に基づいたブレーキオン(制動力付与)の要求がなされる。

【0063】変速の種類がパワーオンダウンシフトであった時には、ステップ132からステップ170へと進んでくる。ステップ170ではフラグ F_4 が1であるか否かが判定される。当初は0に設定されているため、ステップ172に進み、ここでエンジン回転速度 N_e が出力軸回転速度 N_o に低速段(変速後の変速段)側のギヤ比 i_L を乗じた値から定数 N_3 を引いた値よりも大きくなったか否かを判定することにより、パワーオンダウンシフトの実質的な変速の終了付近が検出される。

【0064】当初はこの判定が NO となるため、ステップ122、124を介してそのままリターンされるが、やがて変速の終了付近に至ったと判定されると、ステップ174に進んでフラグ F_4 が1にセットされると共に、ステップ176でタイマ T_2 がリセットされカウンタアップが開始される。ステップ178では、当該タイマ T_2 が所定値 t_3 より小さいか否かが判定され、小さいと判断されるうちはステップ180に進んでスロットル開度 T_A による要求ブレーキトルクの演算処理ルーチンが実行され、この演算結果に基づいてステップ144でブレーキオン(制動力付与)の要求が出される。

【0065】ステップ174で一度フラグ F_4 が1にセットされると、次回以降のフローではステップ170での判断が YES となるため、直接的にステップ178に進み、タイマ T_2 が所定値 t_3 より小さいか否かが判断される。やがて、このタイマ T_2 が所定値 t_3 より大き

11

くなったと判断されると、ステップ106、122、124を介してリターンされ、当該パワーオンダウンシフト時における制動力制御が終了される。

【0066】なお、変速の種類がパワーオフダウンシフトであった時には、ステップ132からステップ190に進み、ここでフラグF1が0にリセットされ、ステップ124を介してそのままリターンされるようになっている。即ち、変速の種類がパワーオフダウンシフトの時は、特に制動力制御は実行されない。これは、パワーオフダウンシフトの時には変速ショックがほとんど問題とならないためである。

【0067】なお、上記実施例においては、車両の実加速度G3、あるいはG4と目標加速度G1との差に基づいて制動力をリアルタイムでフィードバック補正するようにしていたが、これを実出力軸トルクと目標出力軸トルクとの差に基づいてフィードバック補正する構成としてもよい。

【0068】なお、この制御フローが実行される時の自動変速機の変速指令と制動制御装置の各機器のオンオフのタイムチャートは図7に示されるようになる。

【0069】本発明は、基本的には変速時のエンジントルク制御とは独立して（無関係に）実行し得るものであるが、前述したように、本発明と変速時のエンジントルク制御とを併用することは可能である。この場合、具体的には、パワーオンアップシフトの場合は図4のステップ138でNOの判断がなされたときパワーオフダウンシフトの場合は、ステップ156でNOの判断がなされたときにそれぞれステップ140、142、あるいはステップ158、160とそれぞれ平行してエンジントルクダウンを実行するとよい。又、パワーオンダウンシフトの場合は、ステップ178でYESの判断がなされた時に、ステップ180の処理と平行してエンジントルクダウンを実行するようにするとよい。

【0070】エンジントルクダウンが実行されるときは自動変速機の油圧制御装置が低めに調圧されるようにする。その結果、変速時間を長くすることなく（摩擦係合

12

要素の耐久性を低下させることなく）一層の変速ショック低減を実現することができる。

【0071】なお、本発明では、リニアソレノイドを用いた変速時のリアルタイムでの係合圧制御を併用してもよいのは言うまでもない。

【0072】

【発明の効果】以上説明したとおり、本発明のよれば、自動変速機の油圧制御系を特に変更することなく、又、例えば冷間時に実行できなくなるというような制約を受けることなく、常に変速ショックを低減することができるようになるという効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の要旨を示すブロック図

【図2】本発明が適用される車両の制動制御装置の構成を示す概略図

【図3】各種センサの入力状態を示すブロック図

【図4】上記実施例において実行される制御フローを示す流れ図

【図5】車両の目標加速度（出力軸トルク）の特性を示す線図

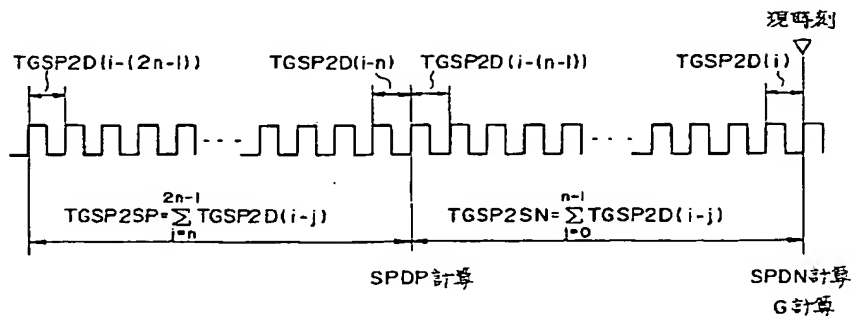
【図6】車速センサから実加速度を演算する方法を説明するための線図

【図7】自動変速機の変速指令と制動制御装置の各機器のオン、オフを示したタイムチャート

【符号の説明】

- 10…ブレーキペダル
- 14…マスターシリンダ
- 16…リザーバ
- 18…TRCポンプ
- 20…マスターシリンダカットソレノイドバルブ
- 22…リザーバカットソレノイドバルブ
- 24、26…ABSポンプ
- 28、30、32、34…3位置ソレノイドバルブ
- 36…フロントホイールシリンダ
- 38…リヤホイールシリンダ（駆動輪のホイールシリンダ）

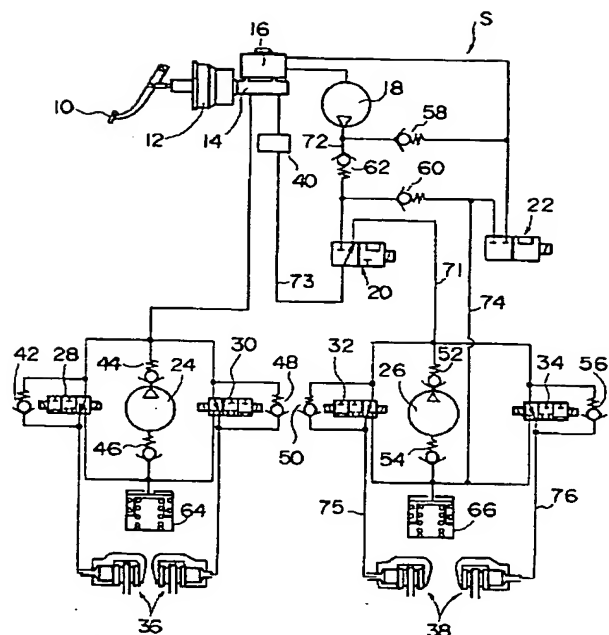
【図6】



```

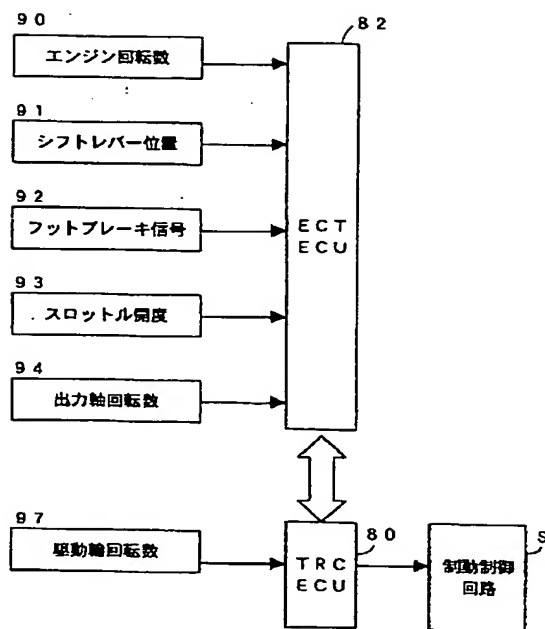
graph TD
    AT[自動変速機] -- "変速情報" --> ST[変速の種類検出手段]
    ST --> TT[変速時期検出手段]
    TT --> CM[制御手段]
    CM -- "制動力" --> DW[駆動輪]
    DW -- "所定時期から変速時期制動力を付与" --> AT
  
```

【図 2】

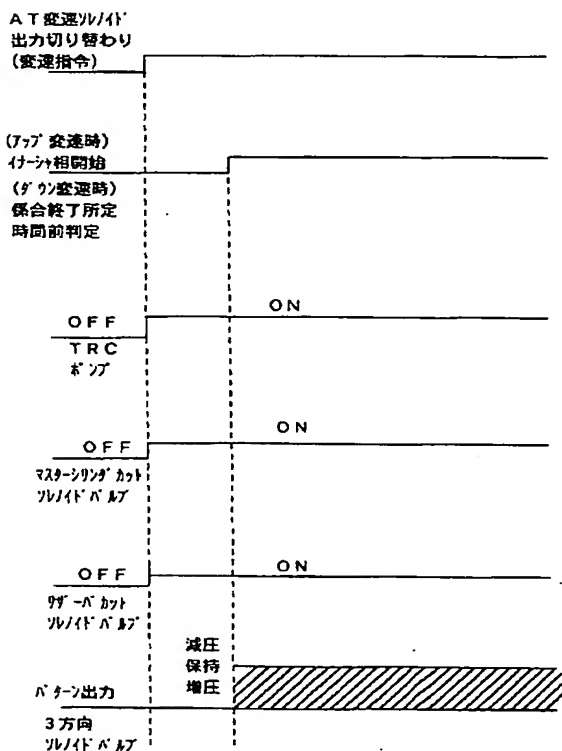


- S: 制動制御回路
 10: ブレーキペダル
 14: マスターシリンダ
 16: リザーバ
 18: TRCポンプ
 20: マスターシリンダカットソレノイドバルブ
 22: リザーバカットソレノイドバルブ
 24, 26: ABSポンプ
 28, 30, 32, 34: 3位置ソレノイドバルブ
 36: フロントホイールシリンダ
 38: リヤホイールシリンダ
 (駆動力輪のホイールシリンダ)

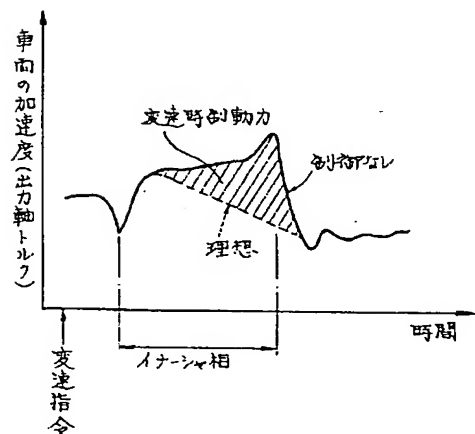
【図 3】



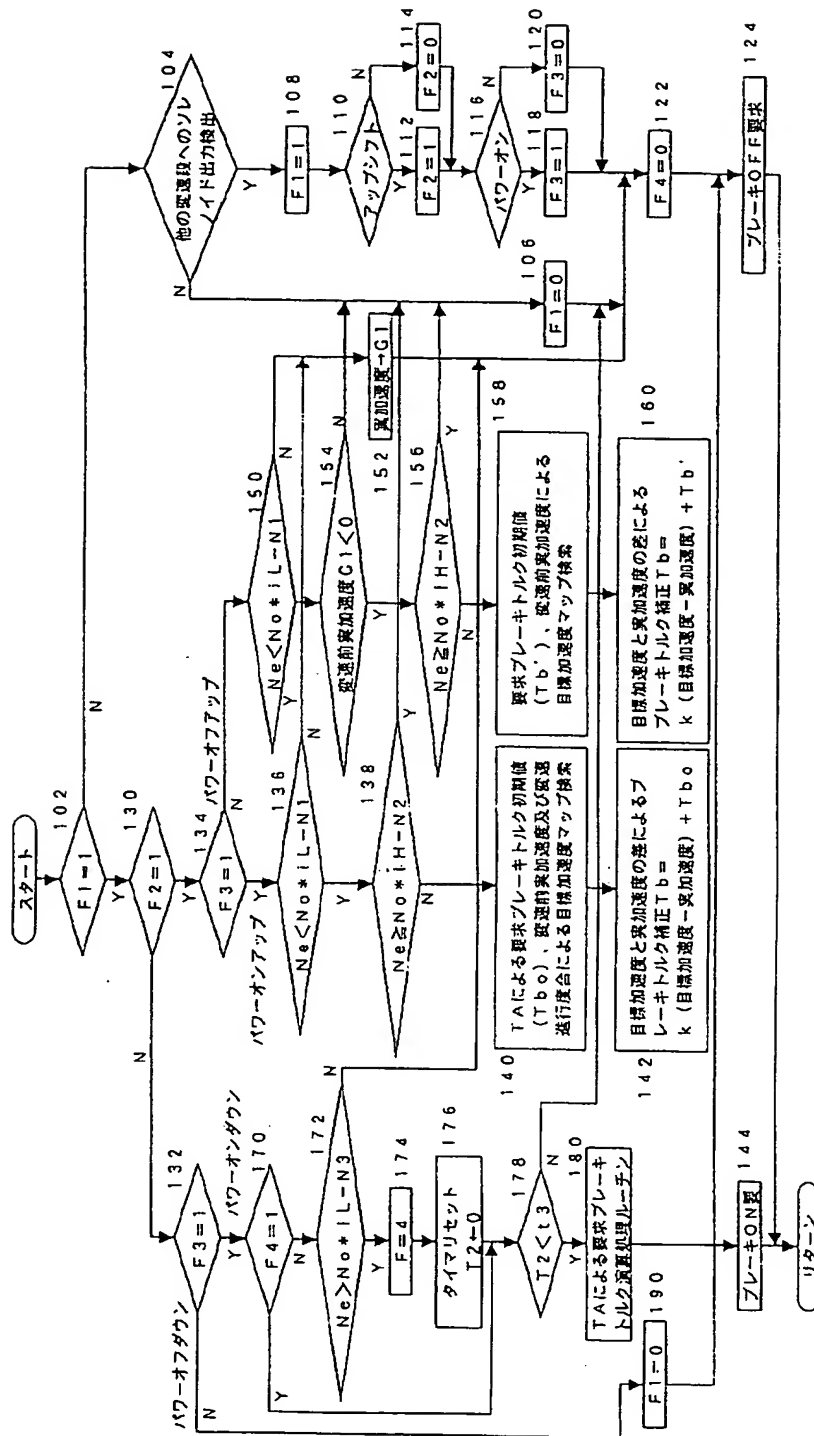
【図 7】



【図 5】



【图 4】



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-085373

(43)Date of publication of application : 02.04.1996

(51)Int.Cl.

B60K 41/26
B60T 8/58
F16H 61/04
// F16H 59:14
F16H 59:48

(21)Application number : 06-223680

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 19.09.1994

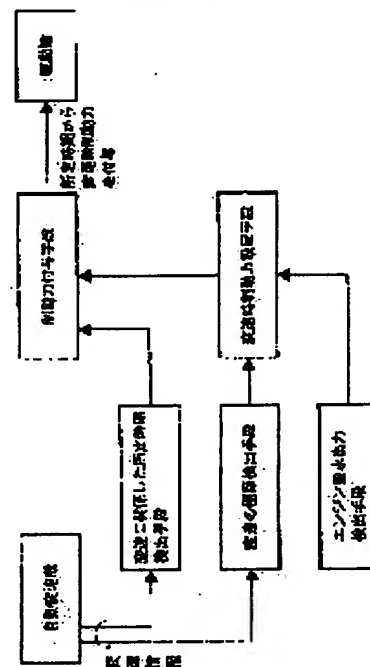
(72)Inventor : NAKAWAKI YASUNORI
OTSUBO HIDEAKI
HOSHIYA KAZUMI

(54) BRAKING CONTROL DEVICE OF VEHICLE HAVING AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To reduce the speed change shock without changing the hydraulic control system of an automatic transmission.

CONSTITUTION: The braking force to be set according to the kind of the speed change and the required output of the engine is provided on driving wheels during the speed change, and the changing mode of the acceleration of a vehicle during the speed change is controlled as desired to reduce the speed change shock. The feedback correction of the braking force on the real time basis depending on the difference of the actual output shaft torque (or the actual acceleration of the vehicle) and the target output shaft torque (or the target acceleration of the vehicle) is further excellent.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 20.08.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 06.08.2002

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2002-17119

[Date of requesting appeal against examiner's] 05.09.2002

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] In the braking control unit of the car with an automatic transmission with which an automatic transmission and an operator's brakes operation equipped the driving wheel independently with the means which can give damping force A means to detect the predetermined stage related to gear change of an automatic transmission, and a means to detect the class of gear change, A means to detect an engine demand output, and a means to set up the gear change tense power which can control the change mode of the acceleration of the car at the time of gear change in a desired mode according to the class and engine demand output of said gear change, The braking control unit of the car with an automatic transmission characterized by giving said gear change tense power from said predetermined stage at a preparation and said driving wheel.

[Claim 2] In claim 1 for detection of the class of said gear change The gear change concerned is further equipped with at least one of the detection means of the advance degree of gear change, and the detection means of the oil pressure value of a high-speed stage friction engagement element at least, including detection of being up shifting. The braking control unit of the car with an automatic transmission characterized by setting up said gear change tense power also at least depending on one side among the advance degree of gear change besides the class of gear change, and an engine demand output, and the oil pressure value of a high-speed stage friction engagement element at the time of up shifting.

[Claim 3] The braking control unit of the car with an automatic transmission characterized by having a means to amend said gear change tense power further in claim 1 or 2 depending on the difference of a means to detect the real output torque of an automatic transmission, a means to set up the target output torque according to the class of said gear change, and an engine demand output, the real output torque, and the target output torque.

[Claim 4] The braking control unit of the car with an automatic transmission characterized by having further a means to detect the real acceleration of a car, a means to set up target acceleration according to the class and engine demand output of said gear change, and a means to amend said gear change tense power according to the difference of real acceleration and target acceleration, in claim 1 or 2.

[Claim 5] The braking control unit of the car with an automatic transmission characterized by applying said target acceleration to the class of gear change, and an engine demand output, and setting it up in claim 4 also depending on the real acceleration before gear change initiation.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the braking control unit of a car with an automatic transmission.

[0002]

[Description of the Prior Art] When the friction engagement element (a clutch or brake) of this automatic gear change inside of a plane is engaged, the rotational-speed ratio (gear ratio) of the input side of an automatic transmission and an output side is switched in an instant, and the gear change shock at the time of gear change of an automatic transmission (at for example, the time of up shifting) is generated when changing the output output torque.

[0003] The output output torque at the time of gear change changes depending on the transfer torque at the time of a friction engagement element being engaged (time amount change). The transfer torque of a friction engagement element is determined depending on the oil pressure at the time of making this friction engagement element mainly engaged. Therefore, if engagement oil pressure is adjusted to a low eye, since the absolute value of the transfer torque in this friction engagement element or its change can be made small, a gear change shock can also be reduced, but it is long, the time amount, i.e., the gear change time amount, to the completion of part engagement, and for this reason, the endurance of a friction engagement element falls (since slippery time amount becomes long).

[0004] On the contrary, if engagement oil pressure is set up high, since the transfer torque in this friction engagement element also becomes large, a gear change shock will become large, but since engagement comes to be completed for a short time, endurance improves.

[0005] the method of make it not generate as much as possible in a peak or a DIP so that pressure regulation control be carry out in time according to the advance degree of gear change , make it the gear change time amount itself not become long , for example , it be worrisome on a somesthesia to fluctuation of an output output torque in the engagement oil pressure which have specify the change mode of an output output torque directly be conventionally propose in view of such a point as one method of reduce the gear change shock at the time of gear change .

[0006] Although this approach is a comparatively effective approach, the sensor (precision sufficient in a timer is not expectable) which checks the linear solenoid valve for controlling engagement oil pressure with sufficient responsibility according to the advance degree of gear change and its drive circuit, and the advance degree of gear change is needed, and it has the problem that a system will be expensive.

[0007] By the way, generally it gets into an accelerator, and since gear change time amount will become long and the endurance of a friction engagement element will fall if engagement oil pressure is still the same when engine generating torque is high, when SURORRU opening is large and the engine generating torque of this engagement oil pressure is high, it is constituted so that the pressure may be regulated high.

[0008] Then, in JP,59-97350,A etc., what was made to make the engine generating torque itself low during gear change is proposed as another method of reducing the gear change shock which paid its attention at this point. A gear change shock cannot be reduced only by gear change time amount being shortened by the explanation mentioned above, even if it reduces an engine torque if hydraulic control (engagement oil pressure generated by setting) is the same so that clearly (only by endurance improving).

[0009] However, it foresees that an engine torque is reduced, and if a design change is carried out so that the pressure of hydraulic control (engagement oil pressure generated by setting) may be beforehand regulated by the low eye, it will enable this to reduce a gear change shock. Since engine generating torque is reduced even if it regulates the pressure of oil pressure to a low eye, gear change time amount is short, it ends, and

the endurance of a friction engagement element is secured.

[0010] However, this method of reducing an engine torque at the time of gear change needs the development of hydraulic control and the design change corresponding to reduction of the engine torque concerned, and reduction of an engine torque had the problem that it could never necessarily do. For example, if it is going to reduce an engine torque at the time between the colds, fear of a flame failure will come out. Moreover, when lag control has realized reduction of an engine torque, if the temperature of an exhaust air system becomes easy to rise, therefore the temperature of this exhaust air system becomes not much high too much, when an afterburning increases, in order to protect a catalyst, the ignition lag beyond it becomes impossible too.

[0011] Thus, if reduction of the engine torque at the time of gear change is only merely stopped when reduction of an engine torque cannot perform by a certain cause, since it is designed so that it may be beforehand engaged with low oil pressure as mentioned above (premised on an engine torque being reduced), engagement time amount (gear change time amount) will become very long, and endurance will be remarkably spoiled by the direction of hydraulic control.

[0012] Therefore, the actual condition is only [which reduces a gear change shock in the present condition after also including the problem about the endurance of cost or a friction engagement element] that the best approach is not yet decided.

[0013] In addition, in JP,2-200540,A, since reduction of a gear change shock becomes impossible by this when reduction of the engine torque at the time of gear change cannot be performed by a certain cause, the technique of operating a damping device and braking a driving wheel instead is proposed.

[0014]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, although the pressure of oil pressure is regulated "for it to be high" when the technique indicated by above-mentioned JP,2-200540,A reduces "engine torque (since there are no worries about a gear change shock) When reduction of an engine torque cannot be performed Oil pressure ["it stops making it high" (that is, the pressure of oil pressure is regulated to a low eye), and] a damping device is operated -- " -- since there was no indication of having made reference, and question contents appearing here and there to explanation of fundamental technical thought, and giving damping force how concretely, in case it was adopted as a real vehicle, it was not the thing of the contents which can be referred to as having offered the effective technique.

[0015] This invention is made in view of the actual condition about the technique for reducing a gear change shock which was mentioned above, and aims at offering the braking control unit of the car with an automatic transmission which can reduce the shock at the time of gear change certainly by low cost comparatively (not related to engine torque reduction).

[0016]

[Means for Solving the Problem] In the braking control unit of the car with an automatic transmission with which an automatic transmission and an operator's brakes operation equipped the driving wheel independently with the means which can give damping force as invention according to claim 1 showed the summary to drawing 1 A means to detect the predetermined stage related to gear change of an automatic transmission, and a means to detect the class of gear change, A means to detect an engine demand output, and a means to set up the gear change tense power which can control the change mode of the acceleration of the car at the time of gear change in a desired mode according to the class and engine demand output of said gear change, The above-mentioned technical problem is solved from said predetermined stage by giving said gear change tense power to a preparation and said driving wheel.

[0017] Invention according to claim 2 for detection of the class of said gear change The gear change concerned is further equipped with at least one of the detection means of the advance degree of gear change, and the detection means of the oil pressure value of a high-speed stage friction engagement element at least, including detection of being up shifting. Similarly at the time of up shifting, the above-mentioned technical problem is solved by setting up said gear change tense power also at least depending on one side among the advance degree of gear change besides the class of gear change, and an engine demand output, and the oil pressure value of a high-speed stage friction engagement element.

[0018] Similarly invention according to claim 3 solves the above-mentioned technical problem by having a means to amend said gear change tense power, depending on the difference of a means to detect the real output output torque of an automatic transmission, a means to set up the target output output torque according to the class of said gear change, and an engine demand output, the real output output torque, and the target output output torque.

[0019] Similarly invention according to claim 4 solves the above-mentioned technical problem by having a

means to detect the real acceleration of a car, a means to set up target acceleration according to the class and engine demand output of said gear change, and a means to amend said gear change tense power according to the difference of real acceleration and target acceleration.

[0020] invention according to claim 5 applies said target acceleration to the class of gear change, and an engine demand output, and sets it up also depending on the real acceleration before gear change initiation -- the same -- the above-mentioned technical problem -- also solving -- it is that of **.

[0021]

[Function] In this invention, when an automatic transmission suited a gear change process, we decided to reduce a gear change shock by giving damping force to a driving wheel. In this case, according to the class and engine demand output of gear change, it is set up so that it may not necessarily be related with reduction control of an engine torque and this damping force may serve as a mode of a request of the mode of acceleration change of a car.

[0022] Here, the class of gear change points out distinction of up shifting or down shifting, distinction of gear change in the condition of having got into the accelerator, or gear change, in the condition of having been released, or distinction of the gear change to **** speed gear from **** speed gear etc.

[0023] Moreover, an operator can point out the generating torque demanded from an engine, and, specifically, can ask for an engine demand output from the relation between the opening of an accelerator pedal, throttle opening, an engine inhalation air content, inlet-pipe negative pressure, fuel oil consumption or these, and an engine speed etc.

[0024] In addition, you may think of "making it the acceleration of a car serve as a desired mode" to the things and homonymy of "making it the roll acceleration of the specific member of an automatic transmission serve as a desired mode." Moreover, you may also think [of an automatic transmission] with homonymy "it is made for the output output torque to serve as a desired mode" in this case. Each of acceleration of a car, roll acceleration of the specific member of an automatic transmission, and output output torque of an automatic transmission is because the same change property is shown.

[0025] In the case of this invention, the engagement oil pressure itself generated in hydraulic control is not changed at all fundamentally. That is, this invention means reducing a gear change shock, without completely changing the hydraulic control of the automatic gear change inside of a plane fundamentally to the last.

[0026] But this invention does not bar already (the controlling mechanism which reduces an engine torque being applicable also in the car which it does not have at all) using together the reduction technique of the engine torque at the time of well-known gear change. However, when an engine torque is reduced in this case, the pressure of the engagement oil pressure of a friction engagement element is regulated by the "low eye", and when reduction of an engine torque is not made by a certain cause, the control whose pressure is regulated to this "low eye" is stopped, and the pressure is usually regulated by the engagement oil pressure of a passage. This inclination turns into a direction completely contrary to the technique indicated by JP,2-200540,A mentioned above.

[0027] In addition, at the time of up shifting, if said gear change tense power is set up also depending on the advance degree of gear change besides the class of gear change, and an engine demand output, or the oil pressure value of a high-speed stage friction engagement element, the increment in the car driving force (output output torque) near engagement of this high-speed stage friction engagement element can be prevented certainly, and smoother gear change can be attained.

[0028] Moreover, if the target output output torque is set up according to the class of gear change, and an engine demand output and damping force is amended according to this difference while detecting the real output output torque of an automatic transmission, dispersion in products, such as effectiveness of an engine torque or an automatic transmission and coefficient of friction between a brake friction pad and a brake disc, etc. cannot be [how] scrupulous, and a gear change shock can be reduced certainly.

[0029] In addition, while detecting the real acceleration of a car instead of amending gear change tense power depending on the difference of the real output output torque and a target output torque, target acceleration is set up according to the class of gear change, and an engine demand output, and the same operation is acquired even if the difference of this real acceleration and target acceleration amends gear change tense power.

[0030] In this case, if target acceleration is applied to the class of gear change, and an engine demand output and is set up also depending on the real acceleration before gear change initiation, the effect of road surface inclination can be removed effectively.

[0031]

[Example] Based on a drawing, the example of this invention is explained to a detail below.

[0032] drawing 2 -- setting -- a sign 10 -- for a master cylinder cut solenoid valve, the pump for [22] anti-lock brake systems in a reservoir cut solenoid valve, and 24 and 26 (ABS pump), and 28, 30, 32 and 34, 3 location solenoid valve and 36 are [a brake pedal and 12 / a booster and 14 / a master cylinder, the pump for / 16 / traction controls in a reservoir and 18 (TRC pump), and 20 / a front wheel cylinder and 38] rear wheel cylinders.

[0033] Since this car is a rear drive vehicle, grant of the gear change tense power concerning this invention is realized by the path using the pump 18 for said traction controls (TRC pump) which is acting only on a rear wheel. This TRC pump 18 is driven with the electric rotary pump which is driven by the command from the traction control computer (TRC ECU) 80 and which is not illustrated. Usually, when it is presupposed that it is off and it is set to ON, oil is pumped up from a reservoir 16 and the regurgitation is carried out to the oilway 72 side by the side of the rear wheel cylinder 38.

[0034] Said master cylinder cut solenoid valve 20 is a connection (it switches) bulb alternatively to either of the master cylinder oilways 73 in which the TRC pump discharge oilway 72 or a brake pedal steps on the rear wheel-cylinder oilway 71, and the oil pressure according to the force is generated. It is set up so that the rear wheel-cylinder oilway 71 and the master cylinder oilway 73 may be opened for free passage in OFF (location of drawing 2) and the rear wheel-cylinder oilway 71 and the TRC pump discharge oilway 72 may be open for free passage by ON.

[0035] Said reservoir cut solenoid valve 22 is a bulb which switches being a free passage and being un-open for free passage with the oilway 74 by the side of the rear wheel cylinder 38, and a reservoir 16, and is a bulb opened for free passage in OFF by being un-open for free passage (location of drawing 2), and ON.

[0036] 3 location solenoid valve shown with signs 32 and 34 among said 3 location solenoid valves 28, 30, 32, and 34 is equivalent to 3 location solenoid valve for rear wheel braking concerning operation of this invention.

[0037] namely, reduction of a boost of the brake oil pressure by these 3 location solenoid valves 32 and 34 opening the oilways 75 and 76 by the side of the ** rear wheel cylinder 38, and the oilway 71 by the side of the master cylinder cut solenoid valve 20 for free passage, and the brake oil pressure by making the oilways 75 and 76 by the side of the ** rear wheel cylinder 38, and the oilway 74 by the side of the reservoir cut solenoid valve 22 open for free passage and ** -- it is the bulb which switches three locations of maintenance ** of the brake oil pressure by making it with all un-open for free passage. These 3 location solenoid valves 32 and 34 are driven with the pattern output ((ms) and a boost t1, reduced pressure t2 (ms)) according to the gear change tense power which is mentioned later and which should be given, consequently the brake oil pressure of the rear wheel cylinder 38 is determined for the hysteresis (integral) of this pattern output. In addition, it considers as a boost location in OFF.

[0038] Since the fundamental hard configuration of the braking control circuit S which can give the damping force of this arbitration itself is well-known, it is already limited to explanation of this level here. In addition, a check valve, and 64 and 66 are [the signs 40 of drawing 2 of a proportional-spacing bulb, and 42, 44, 46, 48, 50, 52, 54 56, 58, 60 and 62] reservoirs.

[0039] As shown in drawing 3 , to the automatic-transmission control computer (ECT ECU) 82 The engine speed signal from an engine speed sensor 90, the range position signal from the actuation position sensor 91 of an operator's shift lever, The foot-brake signal from the foot-brake switch 92, the throttle opening signal from the throttle sensor 93, The output-shaft rotational frequency (vehicle speed) signal from the output-shaft rotational frequency sensor 94 etc. is inputted, and the signal from a sensor 97 is inputted into the traction control computer (TRC ECU) 80 whenever [wheel speed / of a driving wheel], respectively.

[0040] In addition, since the automatic-transmission control computer (ECT ECU) 82 judges the suitable gear ratio depending on throttle opening and the vehicle speed, naturally it can carry out the self-seal of the class of gear change. Moreover, this automatic-transmission control computer 82 is asking for the acceleration of a car an operation from the information on an output-shaft rotational frequency by the approach of mentioning later.

[0041] Next, an operation of this example is explained based on the flows of control shown in drawing 4 .

[0042] First, it explains from the semantics of the flags F1-F4 used in these flows of control.

[0043] A flag F1 is a flag set to 1, when the solenoid output (gear change command) to other gear ratios is detected. That is, when the control which gives the gear change tense power concerning this invention is started, it is the flag which is set to 1, and is set to 0 when it escapes.

[0044] A flag F2 is a flag set to 0, when the gear change concerned is up shifting and it is 1 and down shifting.

[0045] A flag F3 is a flag set to 0, when it is the gear change performed by 1 and power-off (condition that the accelerator was released) when the gear change concerned is the gear change performed by power-on (condition of having got into the accelerator).

[0046] In case power-on down shifting is performed, a flag F4 is a flag which is set to 1, and is set to 0 when that is not right, while the timer which gives damping force is counting.

[0047] Flows of control are explained concretely below.

[0048] At step 102, it is judged whether braking control is already performing at whether a flag F1 is 1 and the time of this gear change. Since it is [un-] under activation in many cases, it flows to step 104 and it is judged whether the solenoid output to other gear ratios, i.e., a new gear change command, was taken out here. When a gear change command is not detected, the return of the demand of brake off (un-braking) is advanced and carried out to the back step 124 by which it progressed to step 106, the flag F1 was set to 0, and the flag F4 was further set to 0 at step 122.

[0049] If a certain gear change command is soon issued in an automatic transmission, decision of YES will be made at step 104, it will progress to step 108, and a flag F1 will be set to 1. Subsequently, it is judged whether the gear change concerned is up shifting at step 110, and when it is up shifting, a flag F2 is set to 1 at step 112. Moreover, when it is down shifting, it progresses to step 114 and a flag F2 is set to 0.

[0050] At step 116, it is judged whether it is the gear change to which the gear change concerned was carried out in the state of power-on. When it is the gear change performed in the state of power-on, a flag F3 is set to 1 at step 118. When it is the gear change performed in the state of power-off, a flag F3 is set to 0 at step 120.

[0051] By the first flow by which the gear change command was detected, after it was checked what kind of gear change the gear change concerned is in this way and a flag F4 is set to 0 at step 122, at step 124, the demand of brake off is made and a return is carried out for the time being.

[0052] However, since the flag F1 is set to 1 when this flow next starts, decision of YES is taken out with step 102 and it progresses to step 130 side. At steps 130, 132, and 134, swing part injury activation of the flow according to the class of gear change is carried out.

[0053] Consequently, when the gear change concerned is power-on up shifting, it progresses to step 136 and is an engine speed Ne. Output-shaft rotational speed No of an automatic transmission It is judged by judging whether it became smaller than the value which lengthened the predetermined value N1 from the value which multiplied by the gear ratio i L by the side of a low-speed stage (gear ratio before gear change) whether substantial gear change began (did the inertia phase begin or not?). After progressing to step 152 and defining as real acceleration G1 before the real acceleration at that time changing gears until the inertia phase was started, a return is carried out through steps 122 and 124.

[0054] If it is judged that the inertia phase was started soon, it progresses to step 138 and is an engine speed Ne. Output-shaft rotational speed No It is judged from the value which multiplied by the gear ratio i H by the side of a high-speed stage (gear ratio after gear change) whether it became larger than the value which subtracted the constant N2. The initial value Tbo of the demand braking torque progress to step 140 and according to the throttle opening TA since it is not judged with having still become large at the beginning, Map retrieval of the front [gear change] real acceleration G1 and the target acceleration G2 by the gear change degree of completion is performed. Amendment of the target acceleration G2 and the braking torque by the difference of real acceleration G3 at step 142 Based on formula $Tb = K(\text{target acceleration } G2 - \text{real acceleration } G3) + Tbo$, it is carried out on real time, and the demand of brake-on (damping force grant) is advanced by step 144 based on this result of an operation.

[0055] In this case, it is determined on real time that target acceleration serves as a property as shown with the broken line of drawing 5.

[0056] In addition, in this example, the operation is made to detect real acceleration G of a car from the signal of the output-shaft rotational frequency sensor (speed sensor) 94. The operation of acceleration has the operation approach in distance regularity, and the operation approach in time amount regularity, and since it is the well-known operation approach in itself [both], it is stopped for explaining the operation approach in distance regularity briefly here.

[0057] it is shown in drawing 6 -- as -- first -- the newest n of input pulse period (time amount) TGSP2D of the output-shaft rotational frequency sensor 94 the total TGSP2 for a pulse -- SN and n in front of a pulse Total TGSP2SP for a pulse is calculated. subsequently, the newest n the total TGSP2 for a pulse -- SN and n in front of a pulse Based on (1) type, it asks for the vehicle speed SPDn and SPDP, respectively from total TGSP2SP for a pulse.

[0058]

SPDN (P) =(n/TGSP2SN(P), np) x (2pir/i diff)

-- (1)

[0059] Here, they are gear ratio [in / np, and / in i diff / a differential], and r. It is a tire dynamic load radius. [the detection pulse number of the sensor 94 per output-shaft 1 rotation]

[0060] The acceleration G of a car is approximated as change of the vehicle speed between time amount TGSP2D, and it can ask for it. That is, it can ask as $G=(SPDN-SPDP)/TGSP2SN$.

[0061] On the other hand, when the class of gear change is power-off up shifting, it progresses to step 150 from step 134. Here, it is an engine speed Ne first. Output-shaft rotational speed No Initiation (initiation of an inertia phase) of substantial gear change is judged by judging whether it is the no which became smaller than the value which lengthened the predetermined value N1 from the value which multiplied by the rate i L of gear ratio by the side of a low-speed stage (gear ratio before gear change). Before an inertia phase is yet started, after progressing to step 152 and defining as real acceleration G1 before the real acceleration at that time changing gears, a return is carried out through steps 122 and 124. If it is judged soon that the inertia phase was started, it will progress to step 154 and it will be judged whether the real acceleration G1 before gear change is negative. Since it is power-off, and real acceleration is forward, when this is zero or forward and it can judge with a down slope being under transit, a return is carried out through steps 106, 122, and 124, and especially damping force control at the time of gear change is not performed. It is for a gear change shock to hardly occur, even if power-off up shifting is performed, when acceleration running a down slope by the accelerator close by-pass bulb completely.

[0062] On the other hand, when judged with the real acceleration G1 before gear change being negative, it progresses to step 156 and is an engine speed Ne. Output-shaft rotational speed No Near termination of gear change is detected by judging whether it became larger than the value which subtracted only the constant N2 from the gear ratio i H by the side of a high-speed stage (gear ratio after gear change). When judged with yet not reaching near termination of gear change, it progresses to step 158 and initial value Tb' of demand braking torque and the map of the target acceleration G4 by the real acceleration G1 before gear change are made for retrieval. Moreover, in step 160, amendment of the braking torque by the difference of the target acceleration G4 and real acceleration G3 is performed on real time based on formula $Tb = K(\text{target acceleration } G4 - \text{real acceleration } G3) + Tb'$, and the demand of the brake-on (damping force grant) based on the result of an operation concerned is made at step 144.

[0063] When the class of gear change is power-on down shifting, it progresses to step 170 from step 132. It is judged at step 170 whether a flag F4 is 1. Since it is set as 0, it progresses to step 172 and is an engine speed Ne here at the beginning. Output-shaft rotational speed No By judging whether it became larger than the value which subtracted the constant N3 from the value which multiplied by the gear ratio i L by the side of a low-speed stage (gear ratio after gear change), near termination of substantial gear change of power-on down shifting is detected.

[0064] Although a return is carried out as it is through steps 122 and 124 at the beginning since this judgment serves as NO, if it is judged with having resulted near termination of gear change soon, while progressing to step 174 and setting a flag F4 to 1, it is a timer T2 at step 176. It is reset and count-up is started. At step 178, it is the timer T2 concerned. Predetermined value t3 While it is judged whether it is small and it is judged to be small, it progresses to step 180 and the data-processing routine of the demand braking torque by the throttle opening TA is performed, and based on this result of an operation, the demand of brake-on (damping force grant) is advanced by step 144.

[0065] Since decision at step 170 will serve as YES in the flow on and after next time once a flag F4 is set to 1 at step 174, it progresses to step 178 directly and is a timer T2. Predetermined value t3 It is judged whether it is small. Soon, it is this timer T2. Predetermined value t3 If it is judged that it became large, a return will be carried out through steps 106, 122, and 124, and the damping force control at the time of the power-on down shifting concerned will be ended.

[0066] In addition, when the class of gear change is power-off down shifting, it progresses to step 190 from step 132, and a flag F1 is reset by 0 and a return is carried out as it is through step 124 here. That is, when the class of gear change is power-off down shifting, especially damping force control is not performed. This is because a gear change shock hardly poses a problem at the time of power-off down shifting.

[0067] In addition, in the above-mentioned example, although it is made to carry out feedback amendment of the damping force on real time based on the difference of real acceleration G3 of a car, or the G4 and the target acceleration G1, it is good also as a configuration which carries out feedback amendment of this based on the difference of the real output output torque and the target output output torque.

[0068] In addition, the gear change command of an automatic transmission in case these flows of control are

performed, and the timing diagram of turning on and off of each device of a braking control device come to be shown in drawing 7 .

[0069] Although engine-torque control at the time of gear change can be performed independently (independently), as it was mentioned above, it is fundamentally [this invention] possible to use together this invention and the engine-torque control at the time of gear change. In this case, in the case of power-on up shifting, when decision of NO is made at step 138 of drawing 4 , and it is power-off down shifting, and decision of NO is made at step 156, specifically, it is good to perform an engine-torque down respectively in parallel with steps 140 and 142 or steps 158 and 160, respectively. Moreover, in the case of power-on down shifting, when decision of YES is made at step 178, it is good to be made to perform an engine-torque down in parallel with processing of step 180.

[0070] When an engine-torque down is performed, the pressure of the hydraulic control of an automatic transmission is regulated by slight lowness. Consequently, much more gear change shock reduction can be realized, without lengthening gear change time amount (without reducing the endurance of a friction engagement element).

[0071] In addition, it cannot be overemphasized that engagement pressure control on the real time at the time of the gear change which used the linear solenoid may be used together in this invention.

[0072]

[Effect of the Invention] The effectiveness that a gear change shock can always be reduced now is acquired without receiving constraint that it becomes impossible to perform for example, at the time between the colds, without changing especially the hydraulic system of an automatic transmission, if this invention is caused as explained above.

[Translation done.]

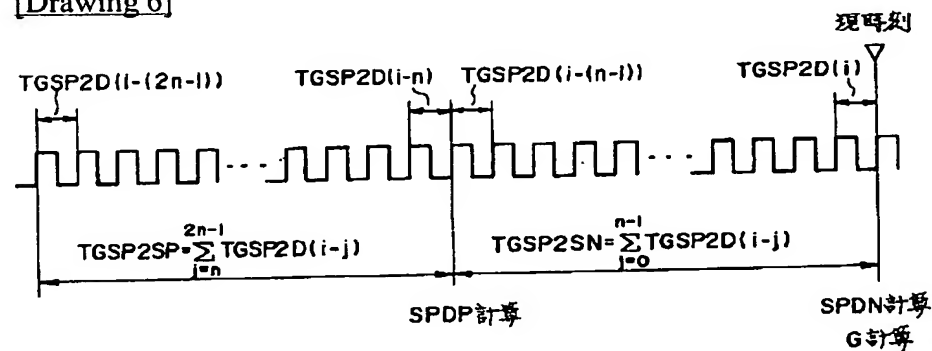
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

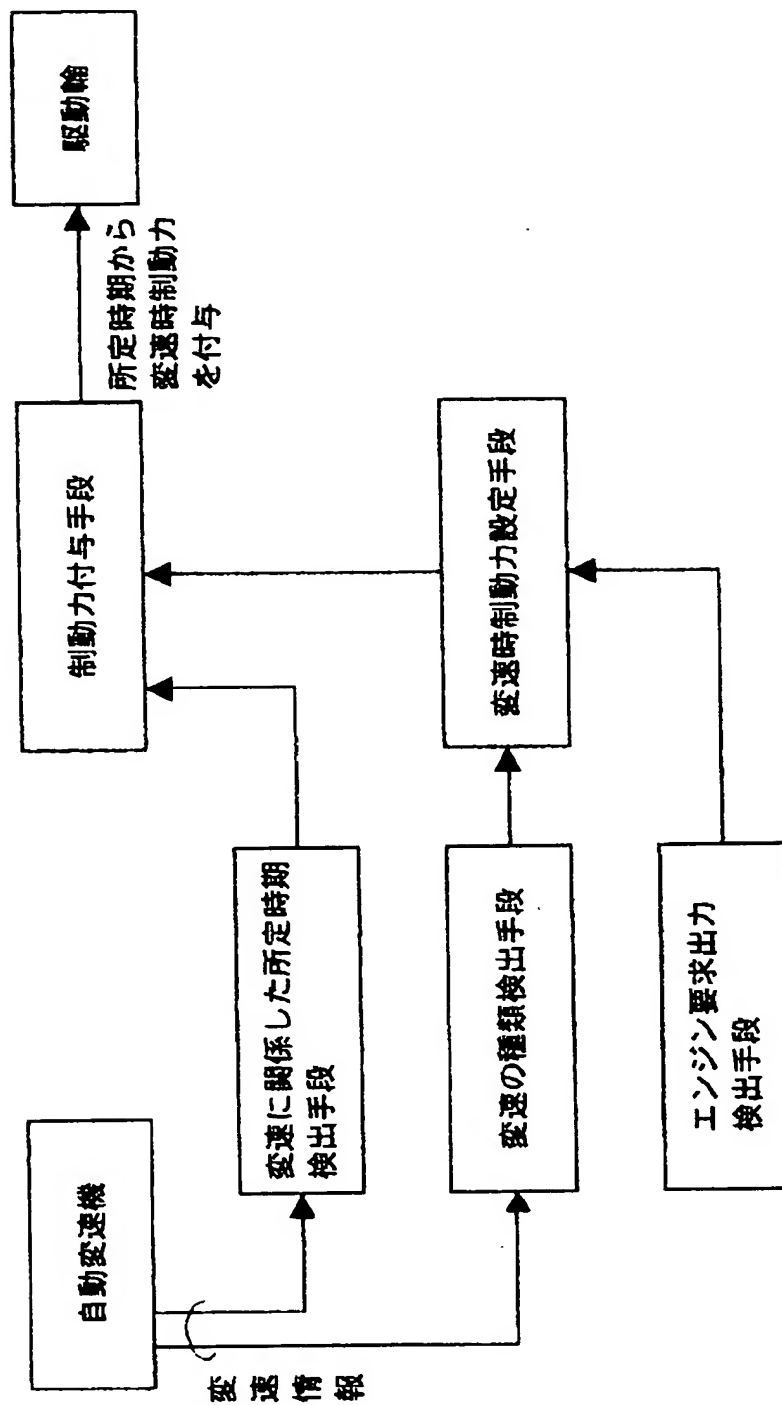
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

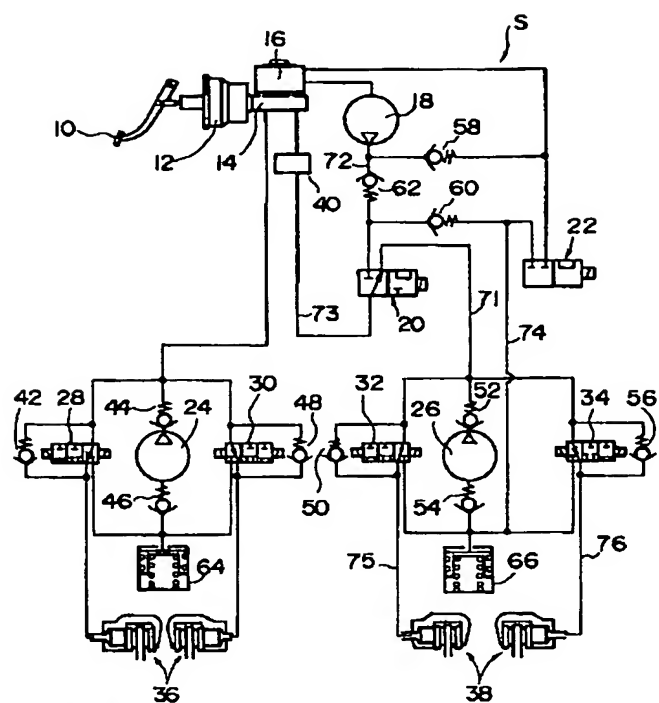
[Drawing 6]



[Drawing 1]



[Drawing 2]



S: 各制御回路

10: フレーキペダル

14: マスターシリンダ

16: リザーバ

18: TRCポンプ

20: マスターシリンダカットソレノイドバルブ

22: リザーバカットソレノイドバルブ

24, 26: ABSポンプ

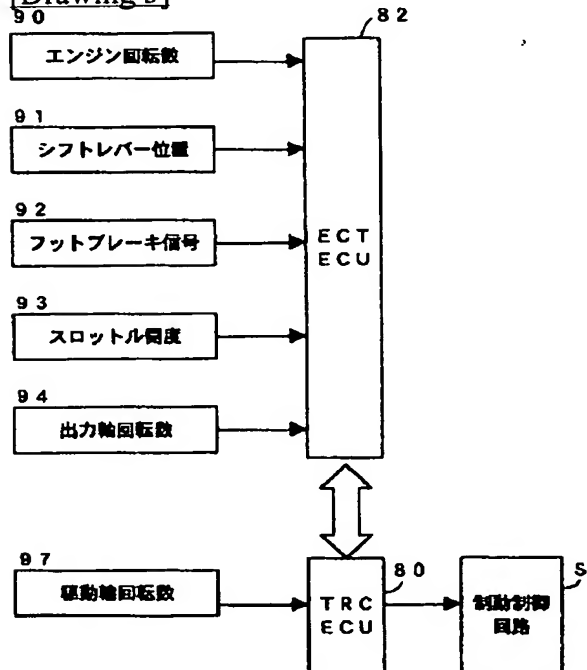
28, 30, 32, 34: 3位置
ソレノイドバルブ

36: フロントホイールレリニア

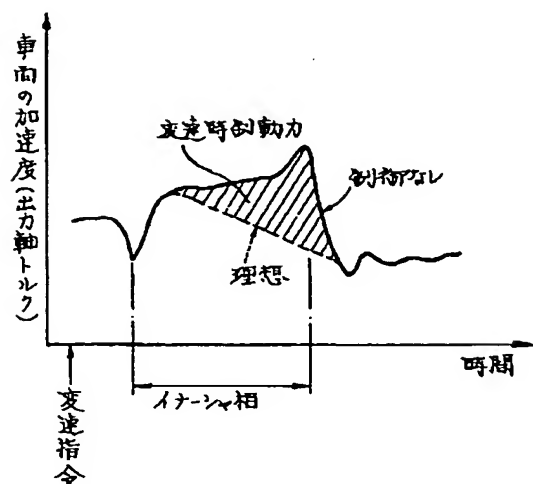
38: リヤホイールシリンダ

(駆動軸のホイールシリンダ)

[Drawing 3]



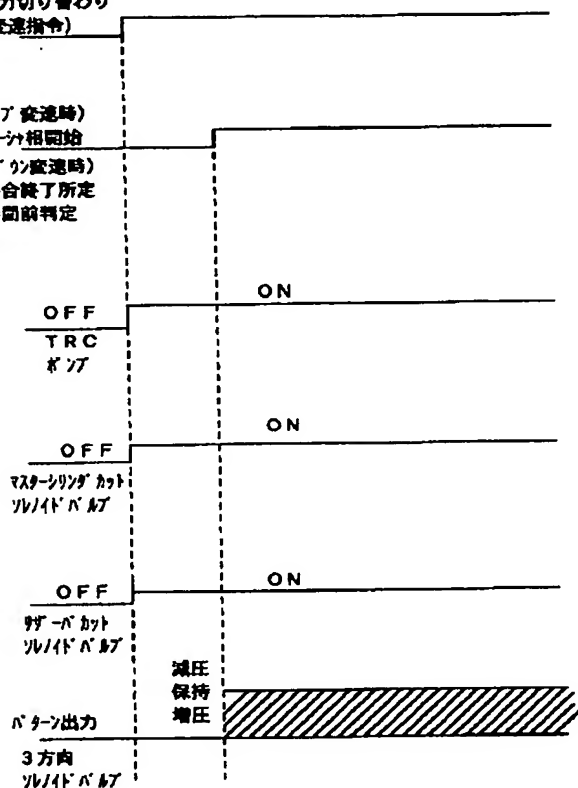
[Drawing 5]



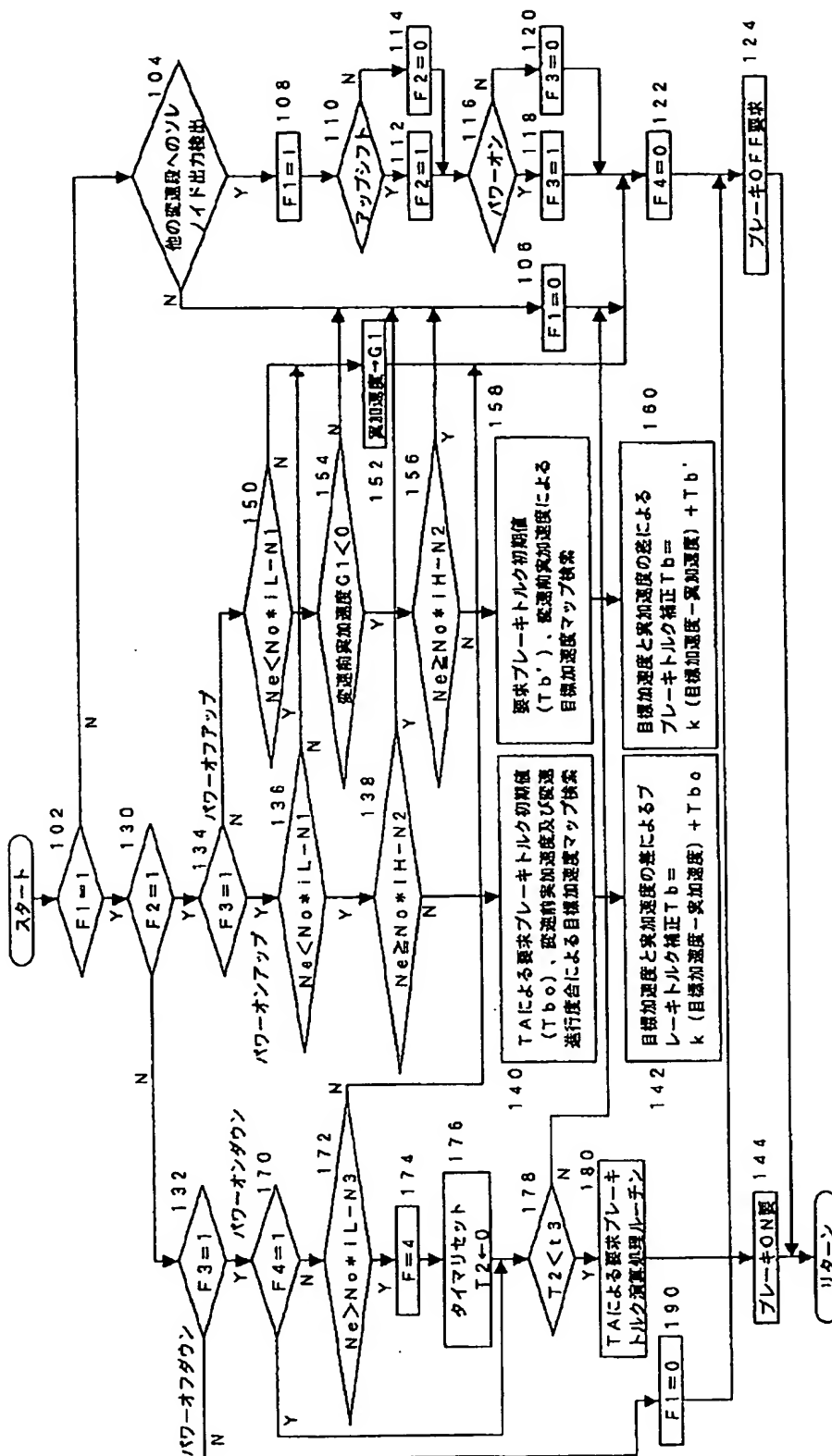
[Drawing 7]

A.T.変速スリット
出力切り替わり
(変速指令)

(アップ変速時)
イネーション相開始
(ダウン変速時)
係合終了所定
時間前判定



[Drawing 4]



[Translation done.]